

Zeitschrift: Ingénieurs et architectes suisses
Band: 127 (2001)
Heft: 24

Artikel: La cogénération: une contribution au développement durable
Autor: Röthlisberger, Roger / Favrat, Daniel / Nellen, Christian
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-80084>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. [Voir Informations légales.](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 22.05.2025

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

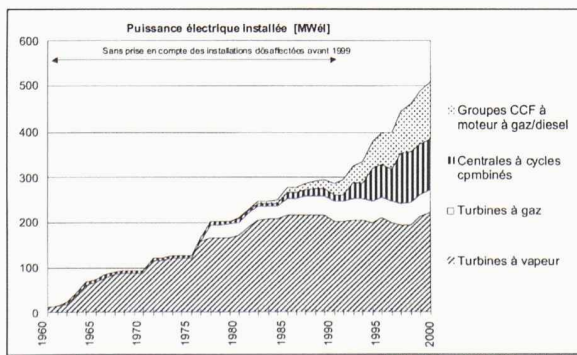
La cogénération : une contribution au développement durable

La cogénération se définit comme un système très efficace qui produit simultanément de l'électricité (ou de la puissance mécanique) et de la chaleur à partir d'un seul combustible («combined heat and power», CHP en anglais). En d'autres termes, l'utilisateur génère à la fois de la puissance et une chaleur exploitable dans nombre de procédés industriels. Plutôt que d'être rejetée dans l'atmosphère, la chaleur devient ainsi source d'énergie avec des avantages économiques et environnementaux majeurs. Car si l'efficacité d'un système de conversion conventionnel est en général inférieure à 35%, un système de cogénération peut quant à lui atteindre 80%¹. Les émissions de gaz à effet de serre, tout comme la dépendance en matière d'approvisionnement s'en trouvent réduites d'autant. Lorsque ces unités décentralisées sont de surcroît alimentées par du biogaz, les bénéfices environnementaux s'accroissent encore. Après la mise en œuvre des premières installations dans les années septante, les réalisations se sont surtout étendues à la fin des années quatre-vingt et au début des années nonante. Elles reviennent en force actuellement car, pour les pays soucieux de respecter le protocole de Kyoto et les récents accords de Marrakech, un plus large recours à des centrales chaleur-force apporterait une solution permettant une diminution marquée des émissions de CO₂ et d'autres polluants.

Introduction

Il est bien connu que les moteurs et autres centrales de production d'électricité de type thermique, qui représentent plus de 90% de la production mondiale d'électricité, ne peuvent fonctionner qu'en rejetant une part non négligeable de chaleur à l'environnement. Les centrales chaleur-force (ou installations de cogénération), placées à proximité d'utilisateurs de chaleur, permettent de valoriser ces rejets pour le chauffage de bâtiments ou dans des procédés industriels, tout en favorisant une génération décentralisée d'électricité, sans pertes ou nuisances dues au transport. De plus, si tout ou partie de l'électricité produite est utilisée pour entraîner des pompes à chaleur², les économies en énergie fossile, comparées à la consommation de simples chaudières, peuvent atteindre de 40 à 60%. Utilisés dans de nombreuses installations en Europe et aux Etats-Unis pour la production décentralisée d'électricité et de chaleur (couplage chaleur-force), les moteurs à combustion interne de faible puissance fonctionnant au gaz naturel et au biogaz se sont avérés une approche performante pour atteindre simultanément une conversion efficace et propre de l'énergie primaire. En outre, la part prédominante de l'hydrogène sur le carbone dans le gaz naturel réduit significativement la quantité de CO₂ générée par unité d'énergie produite. De ce fait, le couplage chaleur-force avec moteurs à gaz contribue directement à l'économie d'énergie et à la protection de l'environnement et, si l'on recourt à du biogaz, les rejets en CO₂ dus à la combustion peuvent même être considérés comme nuls.

En Suisse, quelque 4% de l'électricité produite l'année dernière l'a été par des génératrices thermiques non nucléaires au nombre desquelles figurent les centrales de couplage chaleur-force (CCF), contre environ 10% en Europe. La figure 1 montre la part croissante, prise ces dernières années, par les installations avec moteurs (à gaz ou à diesel) par rapport aux



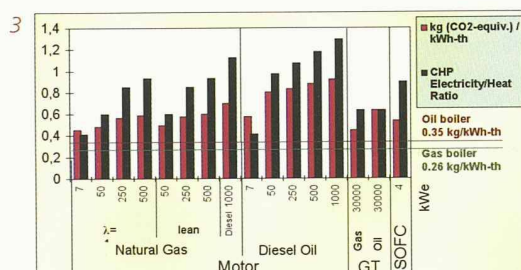
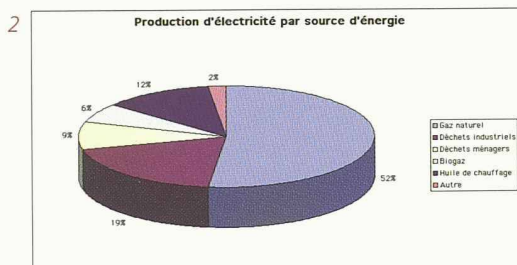
¹ Ce type d'installation est défini par un taux de conversion en énergie électrique d'au moins 5% de l'énergie absorbée et un rendement global (chaleur et électricité) d'au moins 60% (source OFEN).

² Technique de chauffage permettant de valoriser l'énergie libre de l'environnement. Avec un kWh électrique on peut typiquement obtenir de l'ordre de 2,5 à 4 kWh d'énergie de chauffage.

Fig. 1: Centrales à cycles combinés et installations de couplage chaleur-force font une percée remarquable en Suisse depuis une dizaine d'années (source: statistiques de l'OFEN).

Fig. 2: Prépondérance du gaz naturel en Suisse dans la diversité des sources d'énergie en principe exploitables en cogénération (source: statistiques de l'OFEN)

Fig. 3: Efficacité de différents systèmes de cogénération selon une étude menée au PSI (Comprehensive Assessment of Energy Systems). L'évaluation montre l'émission de gaz à effet de serre par unité calorifique et l'efficacité du moteur: un rapport énergie électrique sur énergie thermique élevé est signe d'une rentabilité élevée. Les données ont été recueillies sur des moteurs de différentes puissances, comparés à des turbines à gaz de 30 MWe et à une installation de piles à combustible (source: PSI).



turbines à vapeur³. Et à l'heure actuelle, les moteurs alimentés au gaz (fig. 2) représentent la technologie dominante pour les installations chaleur-force de la gamme de puissance requise pour un bâtiment ou un quartier.

Cela étant, l'entrée en vigueur progressive d'une législation de plus en plus sévère en matière d'émissions de polluants (NO_x, CO, THC)⁴ requiert une amélioration continue du processus de combustion (fig. 3). De plus, parfaire la base scientifique nécessaire à améliorer le rendement des moteurs, à réduire leurs émissions annexes, voire leurs coûts, font partie des défis que tente de relever un projet commun de l'EPFL et de l'EPFZ, en collaboration avec deux industriels suisses et avec le soutien de l'Office Fédéral de l'énergie et du fonds de recherche de l'industrie gazière.

Exigences de propreté et longévité pour les moteurs

Les moteurs de couplage chaleur-force sont sollicités de façon intensive, typiquement jusqu'à 8000 heures par année et leur durée de vie est supérieure à 100 000 heures. En comparaison, un moteur d'automobile peut parcourir une distance de 250 000 km à une vitesse moyenne de 50 km/h, ce qui correspond à une durée de vie de 5000 heures. En cogénération, le moteur ne peut être relayé par le réseau pour la production de chaleur (comme c'est le cas pour l'électricité) ; il doit donc remplir des exigences particulières de robustesse et fiabilité.

Avec une valeur maximale de rejets⁵ qui a été fixée à 250 mg/m³N, avec 5% O₂ résiduel (400 mg/m³N lorsque le com-

bustible brûlé est du biogaz) pour les oxydes d'azote (NO_x), et limitée à 650 mg/m³N pour le monoxyde de carbone (CO), la Suisse a la réglementation la plus sévère d'Europe en matière d'émissions de polluants pour les moteurs à combustion interne stationnaires. Par ailleurs, certains cantons et villes ont édicté des valeurs limites d'émissions de NO_x qui vont au-delà des exigences de l'Ordonnance fédérale sur la protection de l'air (OPair). Par exemple, les canton et ville de Zurich imposent, dans le cas de moteurs alimentés au gaz naturel, des concentrations maximales de 80, respectivement 50 mg/m³N de NO_x dans les gaz d'échappement.

Afin de satisfaire ces diverses exigences, deux approches distinctes ont été développées en parallèle dans les Ecoles polytechniques fédérales de Zurich et Lausanne, en étroite collaboration avec les fabricants suisses de moteurs *Liebherr Machines Bulle S.A.* et de couplages chaleur-force *Dimag S.A.* et ce, avec le soutien financier de l'Office fédéral de l'énergie (OFEN), du Fonds de recherche de l'industrie gazière (FOGA/SSIGE) et du Laboratoire fédéral d'essais des matériaux (EMPA).

Ayant pour objectif principal de satisfaire les normes particulièrement sévères édictées par certains cantons et villes dans le cas de l'utilisation de gaz naturel, l'approche mise au point à l'EPFZ explore un concept de fonctionnement incluant un mélange stœchiométrique⁶, la recirculation externe des gaz d'échappement et un catalyseur à trois voies⁷.

Quant à l'EPFL, elle a étudié les effets d'un mélange pauvre en combustible (fort excès d'air par rapport à la stœchiométrie) et d'une préchambre de combustion, cherchant ainsi à répondre aux exigences de l'OPair pour l'exploitation de biogaz en provenance de stations d'épuration ou de décharges (ou alternativement de gaz naturel), dont le contenu en soufre, silicate et métaux lourds ne permet pas un traitement catalytique fiable et économique des gaz d'échappement. Les deux approches devaient par ailleurs atteindre une puissance spécifique et un rendement effectif élevés.

³ Rapport de l'Office fédéral de l'énergie: «Thermische Stromproduktion inklusive Wärmekraftkoppelung in der Schweiz 1990 bis 2000», août 2001

⁴ Soit les oxydes d'azote, le monoxyde de carbone et les émissions totales d'hydrocarbures imbrûlés incluant les émissions de méthane (THC = «total hydrocarbon»)

⁵ Cette concentration est exprimée en mg par m³, aux conditions normales (N) – soit 1013 millibar, 0°C –, corrigée pour une concentration résiduelle de 5% d'oxygène (ce qui met sur pied d'égalité les différentes technologies de combustion et exclut les falsifications par dilution).

⁶ Pour la définition, voir le petit lexique en fin d'article

⁷ Catalyseur similaire à celui équipant les voitures à essence

Fig. 4: Stand d'essai pour moteur à gaz de l'EPFL avec moteur Liebherr G 926 TI (six cylindres, 9,96 litres, suralimenté, avec refroidisseur de charge) (EPFL)

Fig. 5: Evolution calculée et effective (MWM G 226-4) des émissions de NO_x en fonction du taux de recirculation (EGR), avec indication du potentiel de réduction complémentaire lié à l'utilisation d'un catalyseur à trois voies (EPFZ)

1

Fabricant	Liebherr Machines Bulle SA
Type	G 926 TI
Nombre de cylindres	six en ligne
Alésage	122 mm
Course	142 mm
Cylindrée totale	9,96 l
Nombre de soupapes	deux

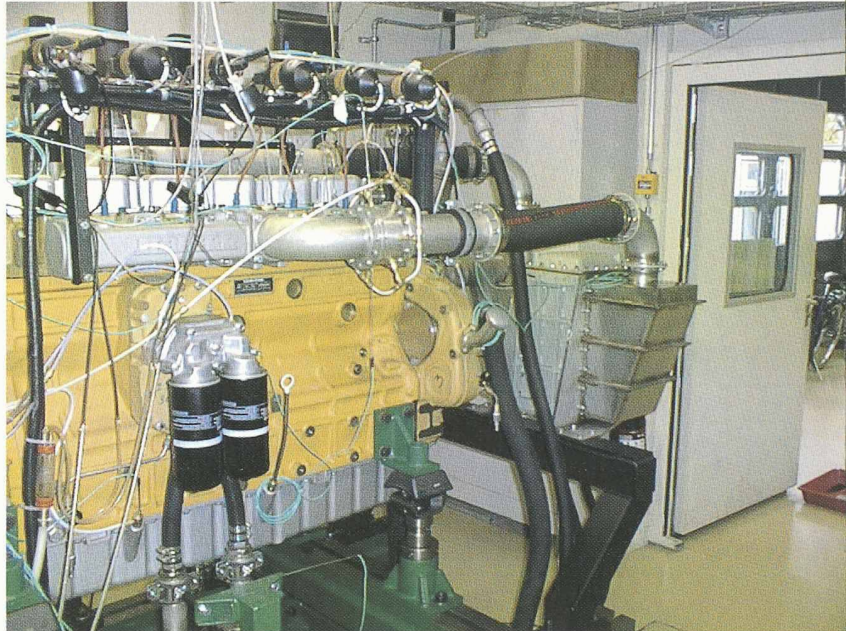
Spécifications du moteur

Le moteur utilisé dans les deux projets est dérivé d'un moteur diesel *Liebherr* pour machines de chantier et grues mobiles de type 926, suralimenté avec refroidissement intermédiaire, converti pour le fonctionnement au gaz selon le principe Otto (allumage commandé). Ses spécifications principales sont données dans le tableau I. Le moteur est équipé de nouvelles culasses qui permettent le montage de bougies d'allumage en lieu et place des injecteurs de diesel. La pompe d'injection est remplacée par un système d'allumage électrique pour moteurs industriels (fig. 4). La chambre de combustion a été adaptée au nouveau mode de fonctionnement par une modification de la forme de la cuvette du piston et une réduction du taux volumétrique de compression de 17,2 à 12. Les matériaux constituant les soupapes, sièges de soupapes et chemise de cylindre ont été remplacés pour résister à la plus grande acidité des résidus de la combustion du gaz par rapport à ceux du diesel. Finalement, le moteur est aussi équipé de chemises de cylindre avec un volume mort réduit au niveau du joint de culasse, ce afin de réduire les émissions de CO et d'hydrocarbures imbrûlés.

Fonctionnement avec mélange stœchiométrique et recirculation des gaz d'échappement

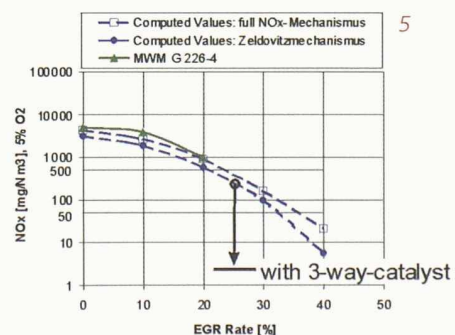
Le développement réalisé par l'EPFZ a débuté par une phase de simulation numérique visant à mettre au point le concept le plus apte à satisfaire aux normes d'émissions de NO_x prônées à Zurich - actuellement les plus sévères au niveau mondial (50 $\text{mg}/\text{m}^3\text{N}$, 5% O_2) -, tout en recherchant un rendement et une puissance spécifiques élevés du moteur. Le seul concept permettant à l'heure actuelle, avec un moteur à combustion interne, de respecter ce niveau limite d'émissions est un fonctionnement en mélange stœchiométrique ($\lambda=1$) avec traitement des gaz d'échappement par un catalyseur à trois voies (qui assure spécifiquement la réduction chimique des oxydes d'azote et l'oxydation simultanée du monoxyde de carbone et des hydrocarbures imbrûlés). Sans recirculation des gaz d'échappement, ce concept ne permet toutefois pas de suralimenter le moteur, car cela se traduirait par du cliquetis (autoallumage indésirable pouvant se produire avant l'allumage commandé de la bougie et entraînant une détérioration rapide du moteur), ainsi que par des contraintes

4



thermiques trop élevées. Ces inconvénients limitent ainsi la puissance spécifique (donc l'énergie produite par unité de cogénération) et le rendement effectif (consommation d'énergie élevée). Comme valeurs de référence, les émissions de NO_x peuvent être réduites jusqu'à 30 $\text{mg}/\text{m}^3\text{N}$, à 5% O_2 résiduel, pour un rendement thermique du moteur de 35%.

Dans la première phase du projet, des programmes de simulation perfectionnés ont permis d'estimer l'évolution des émissions de NO_x en fonction du taux de recirculation (EGR), avec un allumage direct (fig. 5). La recirculation des gaz d'échappement modifie la capacité thermique du mélange, lui permettant ainsi d'absorber une plus grande quantité de chaleur durant la combustion. Pour un taux de recirculation de 25% - qui correspond à la limite pour un fonctionnement stable du moteur -, les normes d'émission suisses sont respectées. Ce concept a en outre l'avantage de permettre l'adjonction d'un catalyseur à trois voies, ce qui diminue encore



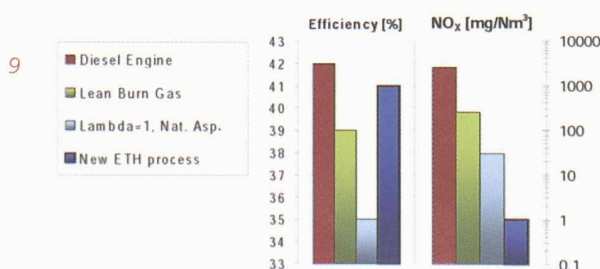
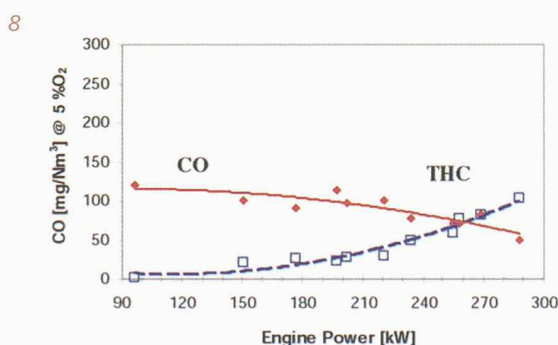
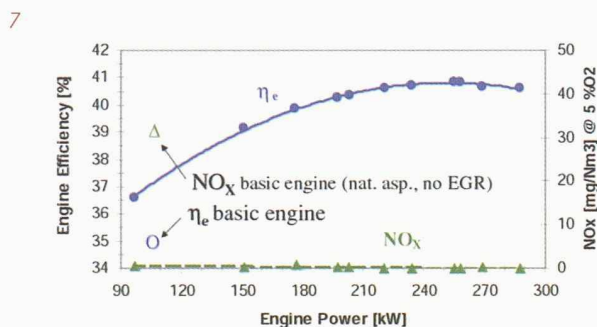
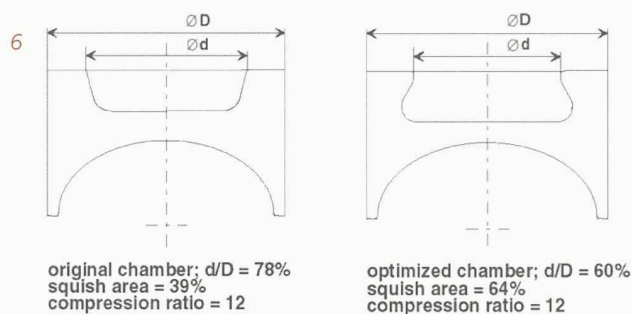
5

Fig. 6: Géométrie des chambres de combustion originale (gauche) et optimisée (droite): la surface frontale accrue du piston optimisé génère davantage de turbulence lorsqu'il approche le point-mort-haut (EPFZ).

Fig. 7: Rendement effectif (η_e) et émissions de NO_x du moteur $\lambda=1$ suralimenté avec recirculation des gaz d'échappement (EGR) en fonction de la puissance effective; comparaison avec le moteur dans sa configuration de base ($\lambda=1$, atmosphérique, sans EGR) (EPFZ)

Fig. 8: Emissions de CO et THC du moteur $\lambda=1$ suralimenté avec recirculation des gaz d'échappement (EGR) en fonction de la puissance effective (EPFZ)

Fig. 9: Comparaison du rendement effectif (efficiency) et des émissions de NO_x du moteur dans différents modes de fonctionnement: diesel (état avant modification pour fonctionnement au gaz, exigences Euro III); à gaz suralimenté avec mélange pauvre (lean burn); à gaz atmosphérique avec mélange stœchiométrique ($\lambda=1$) et catalyseur à trois voies; enfin (nouveau concept EPFZ), à gaz suralimenté avec mélange stœchiométrique, recirculation des gaz d'échappement et catalyseur à trois voies (EPFZ)



d'un facteur cent les émissions de NO_x . La recirculation des gaz d'échappement permet donc à la fois une réduction de la génération de NO_x (grâce à l'abaissement de la température de combustion dans les cylindres) et une forte diminution de la tendance au cliquetis et des contraintes thermiques s'exerçant sur le moteur. Autorisant également une suralimentation importante du moteur, cette configuration lui confère une puissance et un rendement plus élevés.

Afin d'augmenter la vitesse de propagation de la flamme dans le cylindre, et donc la stabilité et la qualité de la combustion, une nouvelle forme de chambre de combustion a été élaborée sur la base d'une simulation numérique tridimensionnelle de la dynamique des fluides (CFD). La nouvelle géométrie, représentée à la figure 6, permet d'obtenir un très haut niveau de turbulence aux alentours du point-mort-haut (PMH), augmentant ainsi la stabilité de fonctionnement du moteur et permettant un accroissement du taux de recirculation des gaz d'échappement.

Dans les figures 7 et 8, les résultats de mesures effectuées à la suite de nombreuses phases d'optimisation du concept, représentent des valeurs de performances encore jamais atteintes pour ce genre d'application. Alors que le rendement effectif optimal du moteur a été augmenté de 6% pour atteindre les 41%, les émissions de NO_x ont été simultanément réduites à 1 $\text{mg}/\text{m}^3\text{N}$, 5% O_2 . La puissance maximale atteinte est jusqu'à trois fois supérieure à celle de moteurs non optimisés et rivalise avec celle d'un moteur diesel de même grandeur. Les émissions de CO et de THC (voir note 4) sont également très basses.

À la figure 9, les performances du nouveau concept sont comparées à celles offertes par les solutions disponibles sur le marché, soit le moteur diesel en version Euro III, le moteur à gaz fonctionnant en mélange pauvre et celui fonctionnant en mélange stœchiométrique sans suralimentation et sans recirculation des gaz. Alors que le rendement effectif est très proche de celui du moteur diesel, les émissions de NO_x sont extrêmement faibles.

Finalement, comme la composition du gaz naturel peut varier fortement selon sa provenance, des études complémentaires ont été réalisées pour mesurer l'impact de telles variations tant sur les performances et émissions du moteur, que sur le choix du catalyseur adapté au traitement des gaz d'échappement. Les performances du moteur n'ont pratiquement pas été altérées et une très faible influence sur le taux de conversion des émissions a été constatée.

Des mesures détaillées des émissions de particules ont par ailleurs montré que le moteur à gaz produit des particules de caractéristiques similaires (grandeur et nombre) à celles, inof-

Fig. 10: Culasse modifiée avec intégration d'une préchambre de combustion borgne (non balayée) d'un volume de 3% de celui de compression (volume lorsque le piston est au point-mort-haut) (EPFL)

1. Bougie - 2. Préchambre - 3. Soupapes - 4. Culasse - 5. Orifices de transfert

fensives, présentes naturellement dans l'air ambiant du laboratoire d'essai. Le nouveau concept a ensuite été implémenté dans une unité de cogénération chez l'un des partenaires industriels, qui a procédé à des essais de longue durée avec une puissance mécanique nominale de 200 kW. Encouragé par les résultats obtenus, il prépare actuellement l'industrialisation du concept ainsi élaboré.

Fonctionnement avec mélange pauvre et préchambre de combustion

L'EPFL a tout d'abord choisi d'évaluer le potentiel d'un moteur fonctionnant avec un mélange pauvre et un allumage direct (sans préchambre de combustion). Dans une première phase de recherche, les investigations ont démontré que seule une importante réduction du taux de compression, en dessous de 10, permettait de satisfaire les normes de l'OPair pour le biogaz lorsqu'un traitement catalytique des gaz d'échappement n'était pas prévu. Or cette approche se traduisait en même temps par une chute du rendement effectif du moteur en dessous de 35%. La nécessité - aussi bien exergétique qu'économique - de maintenir un haut rendement effectif conjointement à la satisfaction des exigences légales a donc motivé l'évaluation de l'allumage par préchambre de combustion.

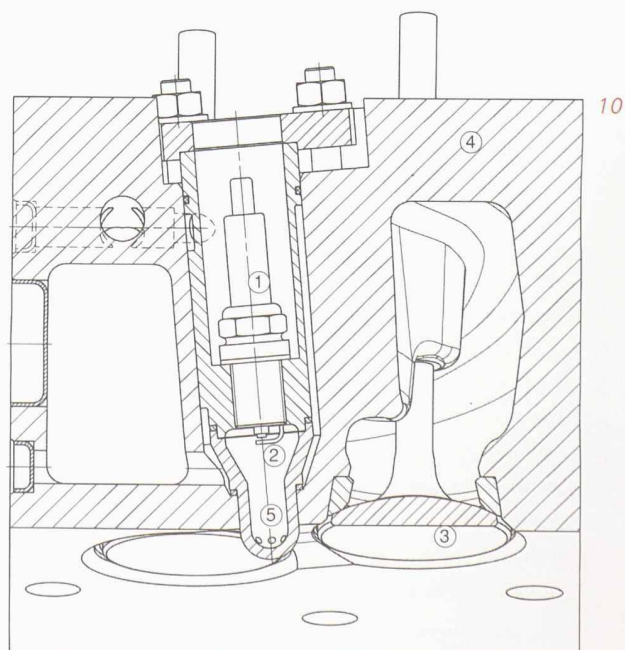
Ce concept consiste à déplacer la bougie d'allumage de la chambre principale de combustion dans une petite préchambre de combustion borgne (non-balayée, fig. 10), reliée à la chambre principale par des orifices de transfert. Le volume de cette préchambre est de l'ordre de 2 à 3% du volume de compression (volume de la chambre de combustion lorsque le piston est en fin de compression - point-mort-haut). Ce système utilise les gaz de combustion générés dans la préchambre comme source d'allumage pour la chambre de combustion principale, ce qui accroît fortement l'énergie d'allumage disponible et opère, par les jets de gaz issus de la préchambre, une distribution des sites d'allumage au travers de la chambre principale.

L'étude de ce concept a nécessité le développement d'une préchambre de combustion refroidie et la modification de la culasse existante afin de permettre son intégration dans le logement destiné à l'origine à la bougie d'allumage (fig. 10). Un concept modulaire en trois parties avec joints d'étanchéité a été choisi afin de limiter les travaux d'usinage nécessaires à l'étude expérimentale paramétrique. Pour une application industrielle ultérieure, les trois différentes parties pourraient être soudées ensemble.

Sur la base d'une simulation numérique tridimensionnelle de l'écoulement dans la préchambre pendant la phase de

compression, les paramètres de configuration (nombre, diamètre, orientation et distribution des orifices de transfert, volume et forme internes de la préchambre) les plus prometteurs ont été sélectionnés pour une évaluation expérimentale. Une variation de ces paramètres, ainsi que de la géométrie du piston, des caractéristiques de la suralimentation et des conditions de fonctionnement a ensuite été effectuée afin d'en déterminer l'influence sur les performances et émissions du moteur.

Pour une même géométrie de piston et des conditions de fonctionnement similaires, les effets de la transition de l'allumage direct à celui par préchambre sont illustrés par les figures 11 à 14. En comparaison de l'allumage direct et pour un niveau équivalent d'émission de NO_x , l'allumage par préchambre intensifie et accélère très fortement le processus de combustion, comme l'indique le cycle d'apport de chaleur instantané ($\Delta Q_{ht}/\Delta \phi$) de la figure 11. Si cet avantage requiert un important retard de l'allumage pour générer de substantiels jets de gaz, ce décalage du moment d'allumage entraîne aussi une large diminution de la pression maximale de combustion (fig. 12) qui, en atténuant fortement les contraintes mécaniques subies par le moteur, offre un potentiel d'accroissement des intervalles de maintenance et de la durée de vie de ce dernier. D'autre part, le décalage du moment d'allumage se traduit aussi par une importante réduction des émissions de NO_x , CO et THC, les valeurs les plus faibles étant atteintes avec une avance à l'allumage d'environ huit degrés avant le point-mort-haut.



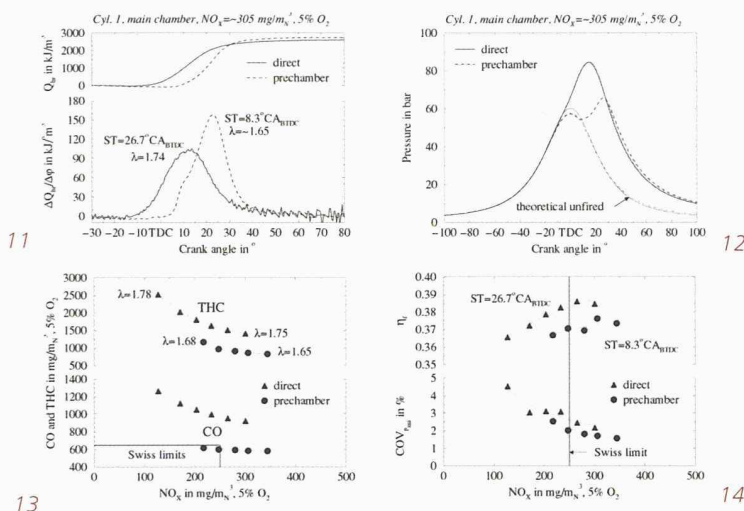


Fig. 11: Comparaison entre allumage direct et par préchambre: influence sur le processus de combustion ($\Delta Q_{hr}/\Delta \phi$: apport de chaleur instantané; Q_{hr} : apport de chaleur cumulé) pour des émissions équivalentes d'oxydes d'azote (NO_x) (EPFL)

Fig. 12: Comparaison entre allumage direct et par préchambre: influence sur le cycle de pression de la chambre principale de combustion pour des émissions équivalentes d'oxydes d'azote (NO_x) (EPFL)

Fig. 13: Comparaison entre allumage direct et par préchambre: influence sur les émissions de monoxyde de carbone (CO) et sur celles d'hydrocarbures imbrûlés (THC) en fonction des émissions d'oxydes d'azote (NO_x) (EPFL)

Fig. 14: Comparaison entre allumage direct et par préchambre: influence sur le rendement effectif (η) et la stabilité de fonctionnement du moteur (COV_{pmi}) en fonction des émissions d'oxydes d'azote (NO_x) (EPFL)

L'étude paramétrique de la géométrie de la préchambre indique que les tendances qui accroissent la pénétration des jets de gaz et/ou qui favorisent une arrivée rapide du front de flamme à l'entrée de l'interstice de la couronne du piston⁸ entraînent une diminution des émissions de CO et THC. En comparaison avec l'allumage direct et pour des émissions équivalentes de NO_x , l'allumage par préchambre réduit en effet de plus de 38% les émissions de CO et THC (fig. 13). Et bien que ce mode d'allumage soit lié à une diminution de l'ordre de 1% (en valeur absolue) du rendement effectif (fig. 14), ce dernier n'en demeure pas moins nettement supérieur à celui atteint par le biais de l'allumage direct avec réduction du taux de compression pour satisfaire les exigences de l'OPair en matière d'émissions de CO (< 34%). A puissance nominale égale (150 kW), le fonctionnement avec préchambre répond aux normes suisses en matière d'émissions de polluants pour le gaz naturel sans traitement des gaz d'échappement et atteint toujours un rendement effectif supérieur à 36,5%. Une réduction complémentaire importante des émissions de THC et une diminution significative des rejets de CO peuvent encore être obtenues par une optimisation de la dynamique des gaz du collecteur d'échappement. Par ailleurs, l'utilisation de préchambres permet d'améliorer sensiblement la stabilité de fonctionnement du moteur par une réduction notable des fluctuations de la pression moyenne indiquée (COV_{pmi}) (fig. 14).

Pour des raisons relevant principalement des coûts et de la logistique, tous les essais ont été effectués avec du gaz naturel. Les performances et les émissions correspondantes d'un moteur alimenté au biogaz doivent donc encore faire l'objet d'une étude complémentaire, actuellement en phase de planification.

Conclusions

Les deux concepts développés permettent de répondre aux exigences définies par les différentes législations (fédérale, cantonales et communales) sur les émissions polluantes en vigueur en Suisse, tout en atteignant - aussi bien avec que sans traitement catalytique - un rendement effectif largement supérieur aux valeurs moyennes des installations de couplage chaleur-force, fonctionnant au gaz naturel ou au biogaz, actuellement en service.

⁸ Jeu entre le piston, le premier segment de compression et la chemise de cylindre

PETIT LEXIQUE À L'USAGE DU NOVICE

Cogénération: la cogénération ou centrale de couplage chaleur-force (CCF) ou «combined heat and power» (CHP) en anglais, désigne un système très efficace qui produit simultanément de l'électricité (ou de la puissance mécanique) et de la chaleur à partir d'un même combustible.

Mélange stoechiométrique ($\lambda=1$): mélange comprenant la quantité théorique d'air nécessaire à l'oxydation complète du carburant

Mélange pauvre ($\lambda > 1$): contient plus d'air que strictement nécessaire au processus de combustion, réduit la température de combustion et limite la formation de NO_x .

Moteur atmosphérique («naturally aspirated engine»): sans turbocompresseur

Moteur avec turbocompresseur: utilise l'énergie de pression résiduelle des gaz de combustion pour comprimer l'air de combustion et accroître ainsi la puissance du moteur (possibilité de brûler davantage de carburant par cycle moteur).

Moteur à mélange stoechiométrique: autorise l'adjonction d'un catalyseur à trois voies, qui favorise l'oxydation des résidus et imbrûlés par le transfert de l'oxygène - non disponible ailleurs - des NO_x .

Moteur avec recirculation des gaz d'échappement: la recirculation des gaz issus de la combustion augmente la capacité thermique du mélange, ce qui réduit la température de combustion. Cette solution permet de diminuer les NO_x rejetés et de réduire la propension au cliquetis (condition *sine qua non* à la suralimentation d'un moteur fonctionnant à $\lambda > 1$).

Moteur avec préchambre: les gaz de combustion de la préchambre permettent une distribution des sites d'allumage dans la chambre principale de combustion.

Références

- NELLEN, CH.; BOULOUCHOS, K.: «Aufgeladene Gasmotoren mit AGR und Dreiwege-Katalysator - der Weg zu niedrigsten Emissionen bei hohem Wirkungsgrad und grosser Leistungsdichte», MTZ 61 (1), 2000, pp.17-20
- NELLEN, CH.; BOULOUCHOS, K.: «Natural Gas Engines for Cogeneration: Highest Efficiency and Near-Zero-Emissions through Turbocharging, EGR and 3-Way Catalytic Converter», SAE Technical Paper 2000-01-2825
- ROETHLISBERGER, R. P.; FAVRAT D.: «Swiss Motor - Modification d'un moteur diesel pour le fonctionnement au gaz naturel en cogénération, fonctionnement avec préchambre de combustion», Office fédéral de l'énergie, rapport final (en anglais), 2001

Et encore

Le site <cogen.org/projects/educogen.htm> propose des guides sur le thème de la cogénération